

백연 방지를 위한 NWD 냉각탑의 성능해석에 관한 수치해석적 연구

최 창 경, 최 영 기[†], 소 현 영^{*}

중앙대학교 기계공학과, ^{*}(주)경인기계

A Numerical Study on the Performance Analysis of the Plume Abatement NWD Cooling Tower

Changkyoung Choi, Youngki Choi[†], Heonyoung So^{*}

Micro Thermal System Research Center, Department of Mechanical Engineering,

Chung-Ang University, Seoul 156-756, Korea

^{}Kyungin Machinery Co., Incheon 53-1, Korea*

(Received June 17, 2001; revision received August 27, 2001)

ABSTRACT: The performance and design analysis for a NWD cooling tower using a combined wet and dry type fill are numerically investigated and compared with the experimental results. The Stoecker's method is applied to the wet section and LMTD or NTU-Effectiveness method to the wet and dry sections. The efficiency ratio of the NWD cooling tower to a wet type crossflow cooling tower is 59.34%. The predicted result shows a good agreement with the experimental data within 1.4% error. Plume abatement is far better with a NWD cooling tower than a counterflow cooling tower. It costs less than a conventional wet/dry tower because the finned exchanger is eliminated. This method also leaves out complexity in structure and intricacy in operation.

Key words: Novel wet/dry type cooling tower(NWD 냉각탑), LMTD method(LMTD법), NTU-effectiveness method(NTU-유효도법), Plume(백연)

<hr style="width: 100%;"/>	기 호 설 명	
	L	: 물의 질량유량 [kg/s]
a		: 단위체적당 열전달 표면적 [m^2/m^3]
c_{pl}, c_{pg}		: 물과 공기의 정압비열 [J/kg · K]
G		: 공기의 질량유량 [kg/s]
h		: 공기의 엔탈피 [J/kg]
h_{conv}		: 대류 열전달계수
K		: 물질전달계수 [kg/m^2s]
	η	: 효율
	*	: 반복 계산시 이전 단계의 값
		그리스 문자
		상첨자
		하첨자

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-820-5281; fax: +82-2-826-2510

E-mail address: ykchoi@cau.ac.kr

amb : 대기

db : 건구온도 [°C]

s : 포화상태

1. 서 론

냉각탑은 최소한의 전기에너지와 공기, 물만을 사용하여 가장 경제적인 방법으로 폐열을 제거하고, 대기 및 수질오염을 방지하는 역할도 한다.

냉각탑 작동에 관한 이론은 Walker et al.⁽¹⁾에 의해 최초로 제안되었으나 실질적인 미분방정식을 이용한 해석은 Merkel⁽²⁾에 의해 처음 시도되었다. Merkel은 증발에 의한 물의 손실을 무시하고 공기·수증기 시스템에 대한 Lewis 수를 1로 가정하고 엔탈피 차를 구동력으로 하여 냉각탑 내의 열전달률을 포화상태 공기의 엔탈피와 국부 공기의 평균 엔탈피 차이에 비례하는 방정식으로 나타내었다. Baker and Shryock,⁽³⁾ Zivi and Brand,⁽⁴⁾ 그리고 Stoecker and Jones⁽⁵⁾는 대향류형과 직교류형에 대한 해석방법을 제시하면서, 냉각탑에 대한 이론은 발전하여 상용 프로그램이 나오는 단계까지 이르렀다. 냉각탑 유동해석 이외에도 냉각탑에서 발생하는 환경문제들, 즉 소음 및 진동, 방출용수 오염, 비산, 백연 문제의 연구가 국내외에서 활발하게 진행중이다. 이 중에서도 백연에 대한 연구가 최근 부각되고 있다. 기체상태의 수증기가 주변의 차가운 공기와 만나 응축하여 발생하는 백연은 순수한 수증기 성분이므로 시각적인 문제를 제외하고는 환경영향을 일으킬 것 같지 않지만 다음과 같은 환경영향을 초래할 수 있다. 첫째, 주택 밀집지역, 또한 도심 중심지에서의 백연 방출은 시각적 공해, 시야 방해에 의한 민원 제기, 화재 연기로의 오인 등의 문제를 일으킨다. 둘째, 공항 주변에 설치된 냉각탑에서 방출되는 백연의 상승으로 인해 항공기 시계의 간섭문제를 일으킬 수 있으며 고속도로 등 도로 옆에 설치된 경우에도 자동차 운행에도 문제를 일으킨다. 셋째, 저기압 기상에서는 백연의 상승이 억제되어 냉각탑 주변은 물론 경계영역 밖까지 떨어지는 물방울로 인해 주변 도로의 결빙문제를 초래한다. 이런 이유 때문에 백연을 완전히 무시해서는 안되며 지역특성과 주위환경을 고려하여 백연대책을 세워야 한다. 백연에 대한 관심이 증가하면서 백연 방지 냉각탑에 관한 많은 연구가 이루어지고 있다. Buss⁽⁶⁾는 백연 방

지 조건을 이론적으로 설명하였고, Campbell⁽⁷⁾은 환 부착형 건식 열교환기가 설치된 냉각탑에 대해 습공기선도를 이용하여 도식적인 방법으로 백연 방지 조건을 계산하였다. 또한, Hanna⁽⁸⁾는 수치해석적 방법으로 백연의 발생 및 배출된 백연의 유동을 예측하였다. Miura and Gotoh⁽⁹⁾은 새로운 습/건식 조합형 충전물을 제시하여 습/건식의 비가 3:1인 냉각탑에 대해 실험적으로 백연 방지효과와 성능에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 기존의 환이 부착된 건식 열교환기를 설치한 전통적인 습/건식 냉각탑보다 비용과 비교 성능면에서 더 우수한 습/건식의 비가 1인 새로운 습/건식 냉각탑(NWD)의 설계 소프트웨어를 개발하고자 한다. 이를 실제 모델로 실험한 결과와 비교하여 프로그램을 검증하고, 이를 바탕으로 대향류형 냉각탑과 비교하여 백연 발생 여부를 살펴보고, 습식 냉각탑의 성능과 비교하고자 한다.

2. 지배방정식

2.1 기본방정식

해석에 대한 가정은 다음과 같다.

- 열 및 물질전달은 물방울과 공기의 경계면에서 일어난다.
- 물과의 경계면상에서 공기는 포화상태이다.
- 물에서 공기로의 물질전달 중 저항은 없다.
- 물과의 경계면상에서 온도구배는 없다.
- 물의 비열은 일정하다.
- 공기·수증기 시스템에서 열확산계수와 물질확산계수는 같다.
- 증발에 의한 물의 손실은 무시한다.
- 충전재는 그 두께가 상당히 얇으므로 내부에서 두께방향으로의 온도구배가 없다.

충진재 영역에 대한 질량 및 열 평형을 고려할 때 지배방정식은 다음과 같다.

- 질량 평형방정식

$$dm = Gdw \quad (1)$$

- 에너지 평형방정식

$$Lc_{pl} dt = Gdh \quad (2)$$

가정과 두 평행방정식으로부터 증진재 내의 열전달에 관한 지배방정식을 엔탈피 차이를 구동력으로 하여 기술하면 식(3)과 같다.

$$Lc_{pl}dt dx = Gdh dy = Kadx dy (h_s - h) \quad (3)$$

이 식을 수평방향과 수직방향으로 각각 적분하면 다음과 같다.

$$\int_0^z \frac{Kady}{L} \Big|_{x=const} = \int_{t_{w,in}}^{t_{w,out}} \frac{c_{pl} dt}{h_s - h} \Big|_{x=const} \quad (4a)$$

$$\int_0^w \frac{Kadx}{G} \Big|_{y=const} = \int_{h_{in}}^{h_{out}} \frac{dh}{h_s - h} \Big|_{y=const} \quad (4b)$$

냉각탑 내에서 Ka 가 일정하다고 하여 적분하면 최종적인 지배방정식은 다음 식과 같다.

$$\frac{KaV}{L} = \int_{t_{w,in}}^{t_{w,out}} \frac{c_{pl} dt}{h_s - h} \Big|_{x=const} \quad (5a)$$

$$\frac{KaV}{G} = \int_{h_{in}}^{h_{out}} \frac{dh}{h_s - h} \Big|_{y=const} \quad (5b)$$

2.2 Stoecker 법

Stoecker 등이 제시한 방법은 Fig. 1과 같은 미소 증분에 대해 냉각수 출구온도를 가정하는 것으로 먼저 냉각수의 출구온도를 입구온도보다 낮은 값으로 가정한다. 이때 물이 잃은 열량을 계산하여 식(2)와 식(3)을 연립하여 공기의 출구엔탈피를 다음 식에서 구한다.

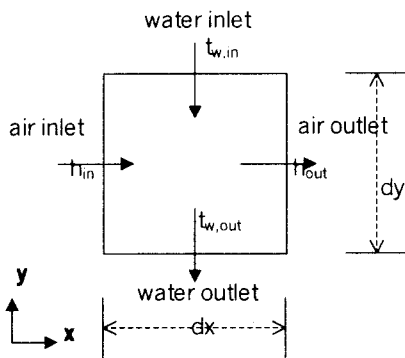


Fig. 1 Stoecker methods.

$$h_{out} = \frac{Gh_{in} + \left(\frac{KaV}{2L}\right) \times (h_{s,in} + h_{s,out} - h_{in})}{\frac{(KaV/L)}{2} + G} \quad (6)$$

이 값으로부터 냉각수의 출구온도($t_{w,out}^*$)를 구하여 앞서 가정값과 비교한 후 일치하면 얻어진 출구값을 입구값으로 하여 다음 증분에 대해 계산하고, 만족하지 않으면 새로운 출구온도를 가정하여 계산한다. 모든 격자에 대해 계산 후 냉각수의 전체 출구 평균온도가 주어진 입력값과 일치할 때까지 특성치값을 변화시키며 이 과정을 반복한다.

2.3 LMTD 법

습식 증진재에서 건식 증진재로 열전달을 계산하기 위해서, 총 열전달률을 유체의 출·입구 온도, 총괄 열전달계수, 그리고 열전달 총 표면적과 연관시킬 필요가 있다.

$$Q_e = UA\Delta T_{lm} F_g \quad (7)$$

여기서 U 는 총괄 열전달계수, A 는 열교환 면적, ΔT_{lm} 은 대수 평균 온도차, 그리고 F_g 는 직교류 수정계수로 참고문헌⁽¹⁰⁾에 나타나 있다.

냉각탑 해석에서 사용되는 두 유체공기와 물은 습식 부분에서 일차적으로 열교환이 일어난다고 가정한다. 이 결과가 건식 부분의 건공기에 영향을 미친다. NWD 냉각탑 내의 열교환은 직교류형 열교환기로 고려하고, 수치해석에서는 다음 식을 사용한다.

$$Q_c = \frac{ITD(e^x - 1)}{\frac{e^x}{G_{dry} c_{pg}} - \frac{1}{Lc_{pl}}} \quad (8)$$

$$x = F_g UA \left(\frac{1}{G_{dry} c_{pg}} - \frac{1}{Lc_{pl}} \right)$$

여기서 $ITD (= t_{in} - T_{db})$ 는 초기 온도차를 의미하고, G_{dry} 은 건식 부분에서 공기 유동량을 나타낸다.

2.4 NTU-유용도법

건식 열교환기의 해석에서 현재 알고 있는 자

료는 열교환기의 형식, 치수, 유량 등과 함께 단지 물과 공기의 입구온도값(t_{in} , $T_{db,in}$)뿐이므로 출구값 계산시 NTU-유효도법을 이용할 수 있다. 이 방법을 이용하여 실제 열전달률과 최대의 가능한 열전달률의 비로서 정의되는 유효도와 열교환기 해석에서 널리 사용되는 무차원 변수인 열전달 단위수(NTU)를 이용하여 두 유체의 출구온도를 쉽게 계산할 수 있다. 먼저 가능한 최대의 열전달률과 NTU는 각각 다음과 같다.

$$q_{max} = C_{min}(t_{in} - T_{db,in}) \quad (9)$$

$$NTU = UA_{dry}/C_{min} \quad (10)$$

여기서 열용량 C_{min} 은 두 유체의 열용량 중 작은 것을, A_{dry} 는 건식 부분의 열전달 면적을 의미한다. 또한 유효도(ϵ_{eff})는 다음과 같이 NTU와 두 유체 간의 열용량비($C_r = C_{min}/C_{max}$)의 함수로 표현 가능하다.

$$\epsilon_{eff} = f(NTU, C_r) \quad (11)$$

직교류형 열교환기에 대한 NTU-유효도법의 관계식⁽¹⁰⁾은 이미 제시되어 있는 것을 이용한다. 유효도의 정의로부터 건식 열교환부의 열전달률 및 두 유체의 출구온도와 공기의 엔탈피는 각각 다음과 같이 구해진다.

$$q_{dry} = \epsilon_{eff}(t_{in} - T_{db,in}) \quad (12)$$

$$t_{out} = t_{in} - q_{dry}/C_{water} \quad (13a)$$

$$T_{db,out} = T_{db,in} + q_{dry}/C_{air} \quad (13b)$$

$$h_{out} = h_{amb} + q_{dry}/G \quad (13c)$$

3. NWD 냉각탑

3.1 실험

습식과 건식의 비가 1인 NWD 냉각탑에 대한 실험은 두 차례 시행하였다. 실험의 목적은 습/건식 부분이 조합된 NWD 냉각탑의 성능을 완전 습식 냉각탑과 비교하고, 수치해석의 기본자료로 활용하여 백연 방지 냉각탑에 대한 설계방법을 제시하는 것이다.

3.1.1 개략도

Fig. 2는 실험장치의 개략도이다. 실험에 사용된 냉각탑은 강제 통풍식 직교류형 냉각탑이며, 충진재(fill)는 film형 EX-02를 사용하였다. 팬은 $\phi 2000 \times 5 BL \times 19.7^\circ \times 5.5/20'' B3$ 이고, 20 HP, 효율 88.5%인 모터를 사용하였다.

3.1.2 운전조건

NWD 냉각탑의 성능과 완전 습식 냉각탑과 비교하기 위해 하나의 셀(cell)의 냉각탑에 북쪽 측

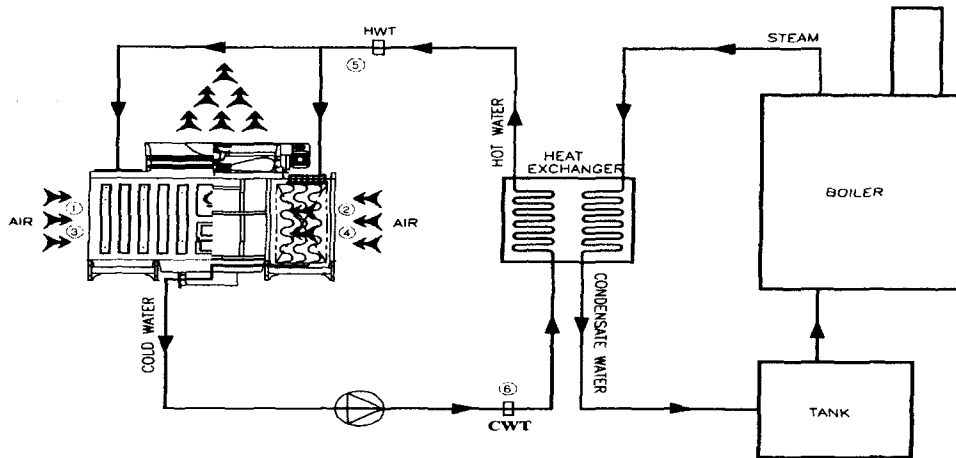


Fig. 2 Schematic experimental arrangement.

진재는 완전 습식 방식으로 남쪽 충전재는 습/건식 부분으로 구분하여 운전하였다. 순환수는 밸브를 조정하여 완전 습식 모드로 작동할 때는 북쪽 충전재로만 흐르게 하였고, 습/건식 모드일 때는 남쪽 충전재 쪽으로 공급되었다.

3.2 수치해석

3.2.1 습식 충전재

물과 공기의 직접 접촉 접촉으로 열교환이 이루어지는 습식 충전재 영역의 해석은 Stoecker 법을 사용하여 해석한다. 건식 충전재 영역과의 열교환을 고려한 뒤에 다시 습식 충전재 영역을 보정해 준다.

3.2.2 건식 충전재

건식 충전재 영역은 현열전달에 의해 열교환이 발생한다. 이를 해석하기 위해 먼저 충전재는 그 두께가 상당히 얇으므로 내부에서 두께 방향으로의 온도구배가 없는, 습식 충전재 영역의 냉각수 온도와 동일하다고 가정한다. 따라서 상대적 고온의 충전재 표면과 상대적 저온인 건식 공기 사이의 대류에 의한 열전달을 고려하고 이때 단위 면적당 열전달률은 다음과 같다.

$$q''_{(m,n)} = h_{conv}(t_{w(m,n)} - t_{air(m,n)}) \quad (14)$$

여기서 아래첨자 (m, n)는 각각 공기 진행 방향과 냉각수 진행 방향으로의 격자의 위치를 지정한다. Fig. 3에서 화살표는 건식 충전재 상부가 막혀 있어서 냉각수가 습식 충전재 방향으로만 흐르고, 공기는 두 충전재의 앞쪽에서 뒤쪽으로 통과함을 나타낸다.

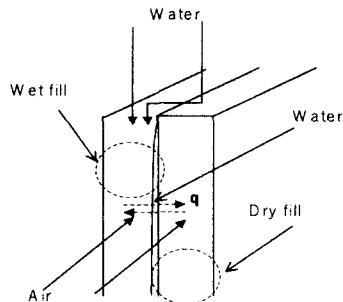


Fig. 3 Schematic combined wet and dry fills.

3.2.3 성능

냉각탑의 성능에 영향을 주는 요소로는 순환수량, 냉각수의 입·출구온도, 냉각범위, 냉각수의 수질, 냉각수와 공기의 분배 등이 있다. 본 연구에서는 냉각수의 입구와 출구의 온도차인 냉각범위(range)를 이용하여 나타낸다. approach는 냉각수의 출구온도와 외기 습구온도차를 의미한다.

$$\eta = \frac{range}{range + approach} \times 100 \quad (15)$$

4. 결과 및 고찰

4.1 결과검증

4.1.1 입구조건

수치해석의 입구조건은 실험의 조건과 동일하게 Table 1에 나타내었다.

4.1.2 건구온도

Fig. 4는 LMTD 법에 의한 위치에 따른 건구온도를 나타낸다. 습식 부분에서는 0.4m와 1.4m 위치에서는 일치하고, 1m와 1.78m 위치에서는 실험값이 약간 높게 나타났다. 건식 부분은 0.4m 위치에서만 일치하고, 나머지 세 곳에서는 수치해석에 의한 값이 실험값보다 높게 나타났다. NTU-유용도법에 의한 온도분포는 Fig. 5와 같다. 습식 부분에서는 1m와 1.4m에는 일치하고, 0.4m에서는 수치해석값이 높게 나타나지만, 1.78m에서는 실험값이 높게 나타나는 것을 볼 수 있다. 건식 부분에서는 모든 위치에서 수치해석에 의한 건구온도값이 실험값보다 높게 나타나지만 최대 오차가 약 1% 정도로 정확하다.

LMTD 법과 NTU-유용도법에 모두에서 건식 부분의 건구온도가 실험치보다 높게 나타나는 것은 충전재의 두께가 상당히 얇으므로 내부에서 두께 방향으로의 온도구배가 없다는 가정에 의

Table 1 Inlet conditions

Wet-bulb temperature [°C]	21.0
Dry-bulb temperature [°C]	23.8
Hot water temperature [°C]	41.7
Water flow rate [kg/s]	33.6
L/G	1.7

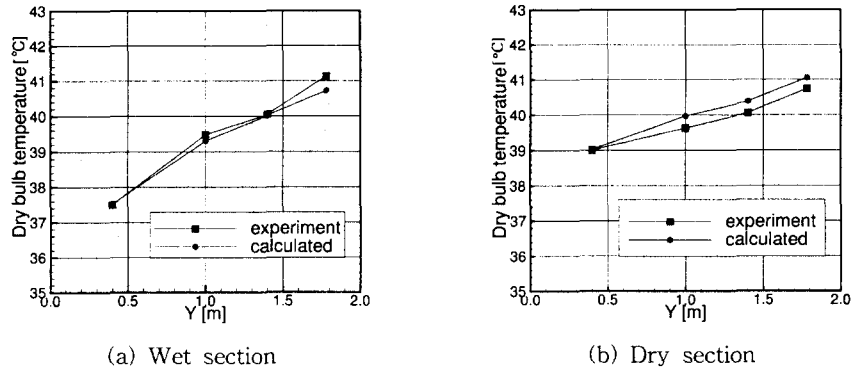


Fig. 4 Comparison of dry bulb temperature by the LMTD method.

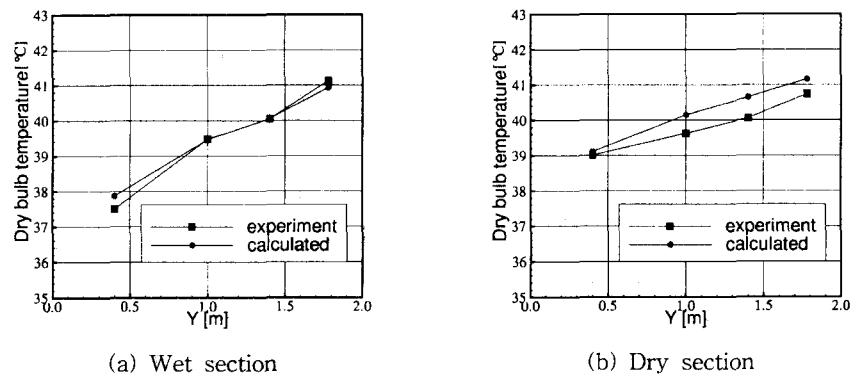


Fig. 5 Comparison of dry bulb temperature by the NTU-effectiveness method.

해 전도효과를 제외한 대류 열전달만 고려한 결과이다. 전도에 의한 온도 감소를 고려하면 수치 해석의 결과는 조금 낮아질 것이다.

4.1.3 등온선

Fig. 6과 같이 물과 공기의 분포는 2차원적 분

포를 하게 된다. 물은 냉각탑의 상단에서 들어와 아래로 떨어지면서 냉각된다. Fig. 6(a)는 물의 등온선을 나타낸 그림이다. 공기는 $x=0$ 인 곳을 가로질러 들어와서 오른쪽으로 진행해 가면서 가열된다. Fig. 6(b)와 Fig. 6(c)는 습식 부분과 건식 부분의 일정한 건구온도선을 나타내고 있다.

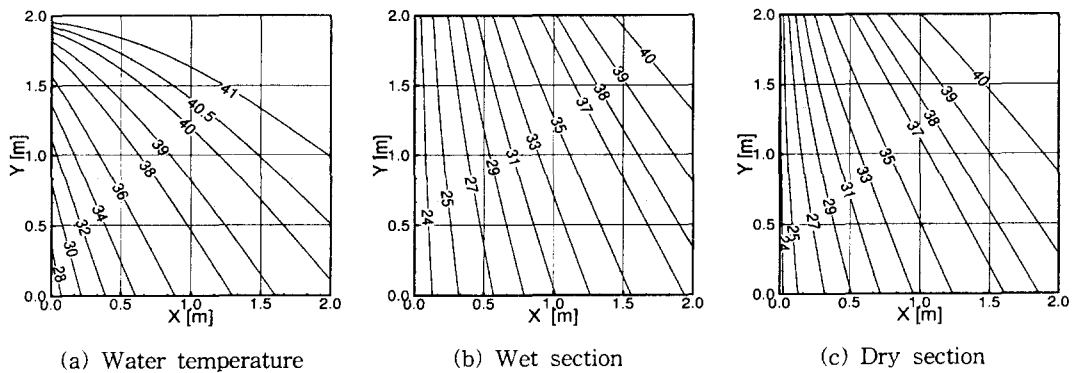


Fig. 6 Constant temperature lines for water and air of wet and dry sections.

4.2 NWD 냉각탑과 완전 습식 냉각탑의 비교

4.2.1 입구조건

Table 2는 두 냉각탑을 비교하기 위한 입구조건을 나타낸다.

4.2.2 파라메트릭 결과

Table 3은 위의 입구조건에 따른 성능비, 엔탈피, 건구온도, 그리고 물의 온도를 보여준다. NTU-유용도법과 LMTD 법에 의한 성능비는 58.5%인 실험에 의한 성능비와 비교하여 오차가 약 3.32%와 0.63%로 나타났다.

4.2.3 물의 온도분포

Fig. 7은 냉각수의 출구 온도분포이다. 냉각수 출구 온도값은 냉각탑 하부 수조의 z 방향으로 대칭축 상에서 공기 입구 쪽부터, 공기 출구 쪽으로 등간격 5곳에서 측정하였다. 수치해석의 출구 평균값(27.57°C)은 실험값(27.77°C)과 거의 일치하였다.

냉각수 출구, 즉 냉각탑 하부 수조의 동일 고도 면상에서의 온도분포를 보면 실험값과 수치해석값이 거의 비슷한 값을 나타내고 있다. 중앙의 값은 바닥 수조(Basin)의 담긴 물에 의한 간섭이 일어났다고 생각된다. 실험에서 중앙을 제외하고는 전 구간에서 비교적 균일한 온도 증가를 보이

Table 2 Inlet conditions

Wet-bulb temperature [°C]	11.9
Dry-bulb temperature [°C]	16.0
Hot water temperature [°C]	32.3
Water flow rate [kg/s]	38.1
<i>L/G</i>	1.9

Table 3 Numerical results

Parameters	NWD		Wet
	NTU-effectiveness	LMTD	
<i>KaV/L</i>	1.32	1.31	1.90
Range [°C]	4.88	4.66	7.93
Approach [°C]	15.52	15.73	12.52
Enthalpy [kJ/kg]	71.79	68.50	66.74
DBT [°C]	29.30	28.42	24.37
Water temp. [°C]	27.36	27.57	24.37
Efficiency	0.24	0.23	0.39

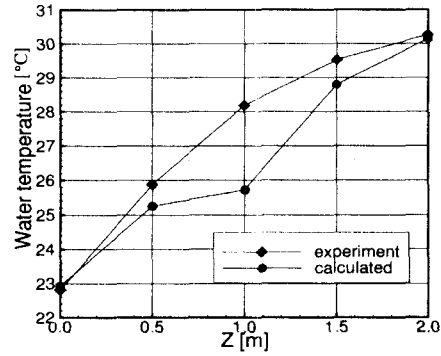


Fig. 7 Comparison of water temperature.

듯 수치해석에서도 공기 입구 쪽에서 출구 쪽으로 균일한 온도 증가를 보이면서 상당히 비슷한 값을 나타낸다.

4.2.4 성능비교

건식과 습식 충전재의 비가 1 : 1인 NWD 냉각탑의 효율은 완전 습식 냉각탑 효율의 50%로 기대된다. 완전 습식 냉각탑에 대한 NWD 냉각탑의 효율이 50% 이상이 된다면 분명히 효율면에서 뛰어난 것을 알 수 있다. 실험에서 냉각탑의 성능비가 58.5%라는 결과를 얻었다. 완전 습식 냉각탑의 경우에 *L/G*는 NWD 냉각탑의 절반으로 간주하고, 다른 입구조건들은 동일하게 적용하였다. 수치해석에서 완전 습식 냉각탑은 하나의 습식 부분을 고려하고, NWD 냉각탑은 건식 부분과 습식 부분을 하나의 세트로서 계산한다. 완전 습식 냉각탑에 비해 절대 성능은 떨어지지만 기대되는 성능보다 높고, 백연 방지에 더욱 우수하고, 비용과 하중면에서도 현이 부착된 열교환기의 제거로 상당히 절감된다.

4.2.5 상대습도에 따른 성능비

Fig. 8는 건구온도가 일정할 때 상대습도가 증가함에 따라 습·건식의 비가 1인 경우의 성능비를 나타낸다. 설계조건인 상대습도가 61.47%를 기준으로 하여 65, 70, 75, 80, 85, 90%로 증가할 때 습구온도가 12.25, 12.82, 13.38, 13.92, 14.46, 14.99°C가 된다.

습구온도가 증가함에 따라 성능비가 증가하는 것을 알 수 있다. NWD 냉각탑은 설치면이나 작동면에서 상당한 이점이 있으므로 습한 날씨의 조건에 이를 이용하면 상당한 효과를 볼 수 있다.

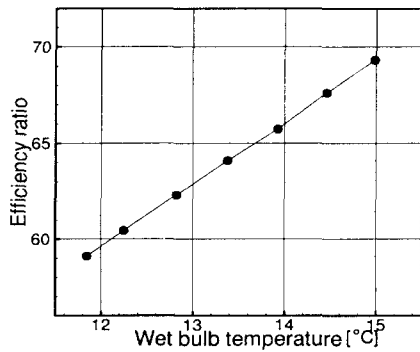


Fig. 8 Efficiency ratio with changing wet bulb temperature.

성능비는 상대습도가 증가함에 따라 증가한다.

4.2.6 상대습도에 따른 백연 발생 여부

Fig. 9은 상대습도를 변화시킬 때 완전 습식 냉각탑과 NWD 냉각탑의 백연 발생 여부를 살펴본 것이다. 상대습도가 증가함에 따라 습식 냉각탑의 경우에는 백연 발생 가능성이 상당히 증가하고 있는 반면에 NWD 냉각탑에서의 공기 작동선의 기울기는 점점 줄어들면서 백연 발생 가능성이 희박함을 알 수 있다. 공기의 습도가 증가함에 따라 건식 부분으로 들어가는 공기가 습식 부분의 물로부터 더 많은 열을 빼앗기 때문이다. Fig. 10에서 보듯이 백연 방지효과를 높이기 위해서 NWD 냉각탑이 적절함을 알 수 있다.

4.3 백연의 발생비교

냉각탑의 설계조건(design conditions) 외에서

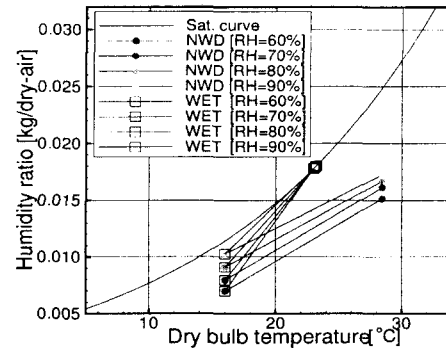


Fig. 9 Comparison of plume rising condition.

운전되는 경우의 조건을 Off-Design Conditions라 한다. Off-Design 조건에서 냉각탑 운전방식은 전적으로 공정(process)의 요구조건에 따라 다르게 된다. Off-Design 조건에서 냉각탑의 범위는 끊임없이 변화하게 된다. 이를 일정하게 유지한다는 것을 불가능하다. 각 냉각탑의 종류에 따라 백연의 발생 여부를 살펴보기 위한 기준 냉각탑을 결정하는 조건들은 Table 4와 같다. 냉각수 유량이 10 kg/s이고, Table 4의 조건에 대해 대향류형 냉각탑과 NWD 냉각탑의 백연 발생을 살펴보고자 한다. 그리고 Off-Design의 대기조건은

Table 4 Inlet conditions

Air	Dry bulb temperature [°C]	16.0
	Wet bulb temperature [°C]	14.1
Water	Hot water temperature [°C]	37.0
L/G	1.2, 1.3, 1.4, 1.5, 1.6, 1.7, 1.8, 1.9, 2.0	

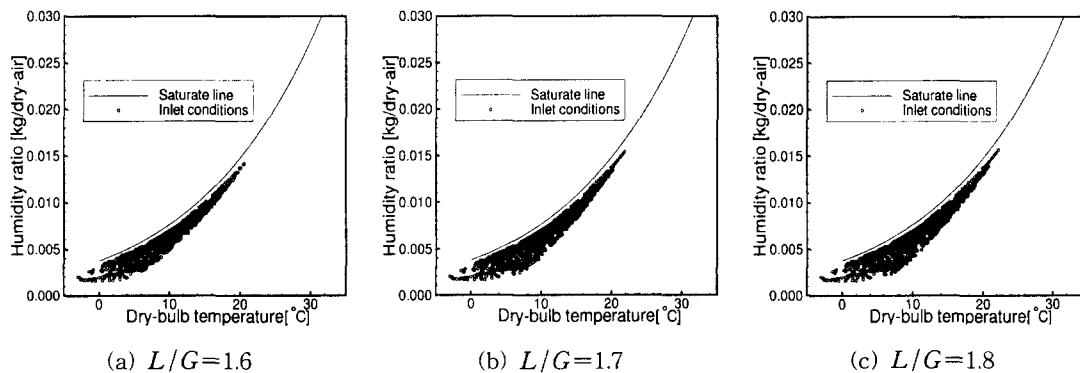


Fig. 10 Inlet conditions of being plumed in the counter cooling tower.

1998년 인천 신공항에서 측정한 8개월간의 기상 조건을 사용하였다.

4.3.1 대향류형

Fig. 10은 물의 입구온도가 고정되어 있을 경우에 백연이 발생하는 공기의 입구조건들을 습공기 선도에 나타내었다. 겨울철에는 L/G 의 영향이 거의 없이 백연이 많이 발생하는 것을 알 수 있다. L/G 가 증가함에 따라 백연이 발생하는 입구조건들의 건구온도값이 점점 증가한다.

4.3.2 NWD 냉각탑

NWD 냉각탑은 백연 방지용으로 개발된 냉각탑으로 토출 공기의 온도를 가능한 낮추고 절대습도를 낮추어야 한다. L/G 가 증가함에 따라 백연 발생률이 증가하지만 상당히 소폭으로 증가함을 알 수 있다. 대향류형 냉각탑의 백연 발생률보다 상당히 낮다. 백연 발생 방지 냉각탑으로서 기능을 다하고 있다는 것을 알 수 있다. 그러나 이 경우에 냉각탑의 물의 입구온도가 일정하게 유지되면서 대기의 조건들은 변화하고 있기 때문에 일부하가 변화한다는 것을 알 수 있다. 그러므로 실제 적용되고 있는 냉각탑도 일부하를 일정하게 유지할 수 있는 방법은 없을 것이다. 왜냐하면 공정에서 발생하는 열의 총합이 일정할 수는 없기 때문이다. 다만 열교환기와 마찬가지로 냉각탑을 설계하는 단계에서 최대 열부하량에 여유율을 두어서 설계를 하는 것이다. Fig. 11은 NWD 냉각탑에서 백연이 발생하는 입구조건들이다. 대향류형 냉각탑과 마찬가지로 L/G 가 증가함에 따라

라 백연이 발생하는 입구조건들의 건구온도값이 점점 증가하지만 상당히 낮은 온도를 나타낸다.

5. 결 론

백연 방지를 위한 NWD 냉각탑에 대한 해석을 통하여 성능분석 및 성능평가 자료들을 얻을 수 있었고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 습식 냉각탑에 대한 NWD 냉각탑의 성능비는 수치해석 결과 59.34%로 실험에 의한 성능비 58.5%와 상대오차가 1.4% 정도로 정확하였다.
- (2) 습공기 선도상에서 NWD 냉각탑의 경우 상대습도가 증가함에 따라 공기의 작동선의 기울기는 점차 줄어들어 백연 발생 가능성이 줄어들고 있음을 알 수 있었다.
- (3) 냉각탑이 작동되는 8개월간의 대기온도를 대향류형 냉각탑과 NWD 냉각탑에 적용한 결과 NWD 냉각탑의 백연 방지성능은 명백하게 나타남을 알 수 있었다. 흰이 부착된 열교환기의 제거로 비용면에서도 효과적임을 알 수 있었다.
- (4) 백연 방지효과가 뛰어난 NWD 냉각탑의 설계 프로그램의 작성으로 냉각탑 설계, 실험자료의 분석, 운전조건의 변화에 따른 간단한 성능예측, 또한 이미 만들어진 냉각탑의 성능평가 등에 이용할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 1999년도 중소기업 기술혁신개발사업(중소기업청 지원 : NWD 냉각탑)과 Micro Ther-

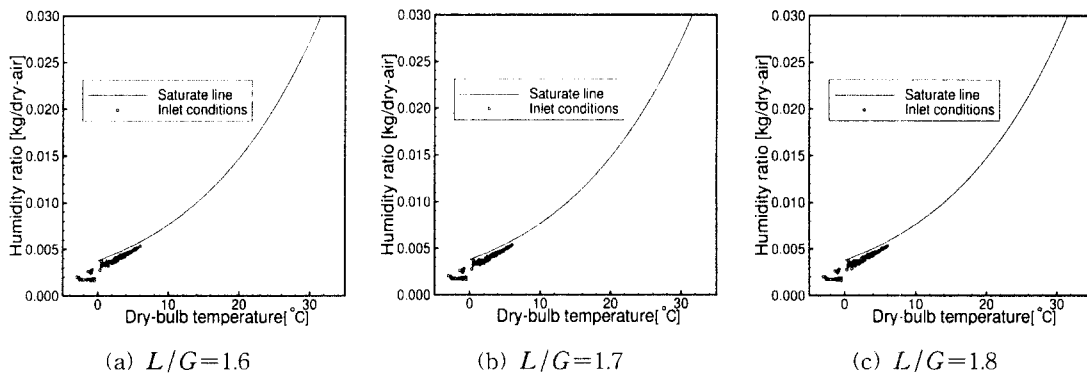


Fig. 11 Inlet conditions of being plumbed in the NWD cooling tower for the fixed hot water temperature.

mal System Research Center의 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Walker, W. H., Lewis, W. K. and McAams, W. H., 1923, Principles of Chemical Engineering, McGraw-Hill, New York.
2. Merkel, F., 1926, Evaporative Cooling, Zeits. Verein deutscher Ingenieure, Vol. 70, pp. 123-128.
3. Baker, D. R. and Shryock, H. A., 1961, A Performance, ASME J. Heat Transfer, Vol. 83, pp. 339-349.
4. Zivi, S. M. and Brand, B. B., 1956, An Analysis of the Crossflow Cooling Tower, Refrigerating Engineering, Vol. 64, pp. 31-34 and 90-92.
5. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1984, Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill, 2nd ed., pp. 365-379.
6. Buss, J. R., 1967, Control of Fog from Cooling Towers, Cooling Tower Institute Annual Meeting, New York.
7. Campbell, J. C., 1976, The Prevention of Fog from Cooling Towers, Annual Meeting of the Cooling Tower Institute, Houston.
8. Hanna, S. R., 1971, Meteorological Effects of Cooling Tower Plumes, Cooling Tower Institute Winter Meeting, Houston.
9. Miura, T. and Gotoh, O., 1998, The New Wet/Dry Cooling Tower Without Finned Tube Dry Section (NWD), Cooling Tower Institute Annual Conference, Houston.
10. Incropera, F. P. and Dewitt, David P., 1996, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Chap. 11, pp. 592-607.